

JA 0143104
AUG 1983

JA-1983-08

TH 415-170 R

(54) LEAKAGE PREVENTIVE DEVICE OF AXIAL-FLOW HYDRAULIC MACHINE

(11) 58-143104 (A) (43) 25.8.1983 (19) JP

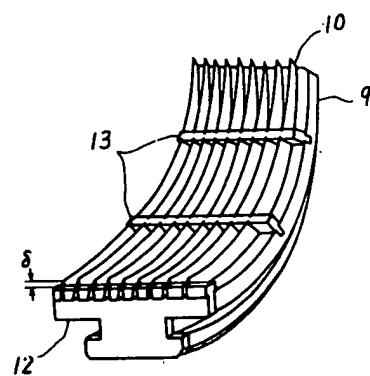
(21) Appl. No. 57-24491 (22) 19.2.1982

(71) HITACHI SEISAKUSHO K.K. (72) YOSHIAKI YAMAZAKI

(51) Int. Cl³. F01D11/02

PURPOSE: To prevent abnormal vibration of a rotor by providing the plural number of turning flow preventive pieces in the peripheral direction within an expansion chamber partitioned by means of seal fins of labyrinth packing for an axial-flow hydraulic machine and impeding a leakage flow in the peripheral direction.

CONSTITUTION: A labyrinth packing 9 equipped with a seal fin 10 and divided into four parts is annularly planted into a casing on the outer periphery of a rotor. Turning flow preventive pieces 12 are inserted in joining parts of the labyrinth packing 9, while turning flow preventive pieces 13 are planted in said packing.



415/174.5

⑯ 日本国特許庁 (JP)

⑮ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報 (A)

昭58-143104

⑯ Int. Cl.³
F 01 D 11/02

識別記号
厅内整理番号
7910-3G

⑯ 公開 昭和58年(1983)8月25日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑯ 軸流流体機械の漏洩防止装置

⑯ 特 願 昭57-24491

⑯ 出 願 昭57(1982)2月19日

⑯ 発明者 山崎義昭

土浦市神立町502番地株式会社

日立製作所機械研究所内

⑯ 出願人 株式会社日立製作所
東京都千代田区丸の内1丁目5
番1号

⑯ 代理人 弁理士 高橋明夫

明細書

発明の名称 軸流流体機械の漏洩防止装置

特許請求の範囲

1. ロータの外周に面した静止体の壁面に、円環状に配列されたシールフインを複数個設置したラビリンスパッキンを有する軸流流体機械の漏洩防止装置において、隣接した前記シールフイン間で形成される漏洩死体の膨張室を流れる流体の周方向流れを防止する部材と、前記ラビリンスパッキンの円周方向に任意の間隔をもつて設置したことを特徴とする軸流流体機械の漏洩防止装置。

2. 前記部材は漏洩死体の膨張室を周方向に複数に区分するよう前記膨張室内に配設されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の軸流流体機械の漏洩防止装置。

3. 前記部材はロータ軸方向に沿つてそれぞれ伸延している板状の部材であることを特徴とする特許請求の範囲第1項又は第2項記載の軸流流体機械の漏洩防止装置。

発明の詳細な説明

本発明は、ラビリンスパッキンを有する蒸気タービン、ガスタービン、軸流圧縮機等の軸流流体機械の漏洩防止装置に関する。

最近、蒸気タービン、ガスタービン等の発電プラントの単機容量の増大化が著しく、性能向上と信頼性が重要な問題となつてゐる。特に蒸気タービン等の高圧蒸気が作動する高圧タービンにおいては、ロータの回転部からの漏洩による漏洩損失が多くなるので、第1図に高圧蒸気タービンについて示すように、回転するロータ1と外周側の静止体壁面であるケーシング2の壁面に、ロータの軸方向に任意の間隔をもつて複数のシールフインからなるラビリンスパッキンを設置した軸封パッキン3を多段配置することが行われている。また、静翼4を支持するダイヤフラム5とロータ1の間に前記軸封パッキン3と同様のダイヤフラムパッキン6が配置されている。さらに動翼7の外周面はダイヤフラム5に埋込まれたラジアルフイン8が設置され漏洩を防止し、漏洩損失を低減する構造になつてゐる。第2図は軸封パッキン3に用

いられるラビリンスパッキン9の1例を示したものであり、軸封パッキン3及びダイヤフラムパッキン6に使用され、図のようなプロックを複数個周方向に配設して、ロータ1の全周を覆うようになつてゐる。また、このラビリンスパッキン9は軸方向に複数のシールフイン10が順次配設されている。このシールフイン10の先端とロータ1の表面との間は微小間隔が保持されるようになつておらず、この微小間隔を通過した流体を、隣接するシールフイン間で形成される各膨張室11で急膨張させることにより、流体の漏洩量を低減してシール効果をあげるようになつてゐるものである。

ところで、このようなラビリンスパッキン9による漏洩防止構造においては、シールフイン10と回転体との間隙が微少であるために、回転するロータの微少振動により流体の漏洩量がシールフイン10の周方向で変化することになり、膨張室11内の静圧もその周方向について変化する。そしてこれによるロータ表面の面圧差によつてロータに流体力が作用し、その流体力によつてロータ

なわち周方向流れ成分Uを持つてゐる。そしてこの周方向速度Uの平均値は、従来の蒸気タービン及びガスタービンの軸封パッキンとダイヤフラムパッキンにおいては、ロータ表面周速Wの約半分になる。

一方、前記ロータが円振れ回り振動する場合に生じる流体力は、第4図のベクトル図におけるF₁で示すように、ロータ中心Oに作用し、この流体力のロータ旋回方向の分力F_cがロータ系の粘性減衰力F_dより大きくなると、ロータの振動振幅を増大させる。もし前記流体力F_cがロータの旋回方向と逆方向、すなわちロータ系の粘性減衰力F_dと同一方向に作用する場合は、ロータの振動振幅を減少させることができる。なお、第4図において、Pは旋回中心、F₁は流体力の旋回中心方向力、F_eは弾性力、F_fは慣性力である。

第5図は前記流体力F_cのロータ旋回方向の分力F_cの理論解析結果であり、F_cが正の場合はロータの振動振幅を増大させる旋回力となり、

振動を増大させる場合があることが知られている。特に高圧タービンにおいては、シールフインの前後の圧力差が大きく、又シールフインの後の圧力と前の圧力の圧力比が大きいことからその流体力は大きくなり、ロータの異常振動の原因となり易い。

本発明の目的は、ラビリンスパッキンのシールフイン間に形成される膨張室内を流れれる漏流の旋回流によつて引き起こされるロータの異常振動を防止する漏流流体機械の漏洩防止装置を提供することにある。

本発明者等は、この目的を達成するために、このラビリンスパッキン内で発生する流体力に関する理論解析等を行つたが、これについて第3図、第4図及び第5図により説明する。まず前記ラビリンスパッキンによる作動流体漏洩防止装置においては、シールフイン10と回転するロータ1との間を通り作動流体、第3図に示すように、ロータの軸方向流れ成分Vと、回転するロータ表面との摩擦により、ロータ1の回転方向nと同方向す

F_cが負の場合はロータの振動振幅を減少させる減衰力となる。横軸はロータの回転数とロータ振動数との比 α である。

一般のタービンにおいては、前記のラビリンスパッキン内でロータに働く流体力の外に、第6図に示すようなロータの振れ回り振動を増大させる流体力が作用することが知られている。すなわち、ロータが振れ回り振動すると動翼7の外周とその外側の静止盤面に設けられたラジアルフイン8との間隙が小さくなる動翼7gに働く回転力F_gは、動翼7gの先端からの漏洩量が反対側の間隙が広くなる動翼7hの先端からの漏洩量より小さくなるので、動翼7hに働く回転力F_hより大きくなる。これら動翼7に働く回転力を全周で積分するとロータ中心Oに旋回方向力F₁が作用する。

したがつて、ロータをより安全にするためには前記ラビリンスパッキン内でロータに働く流体力をロータ振動の減衰力として利用することが望ましい。第5図の横軸に示したロータ回転数とロータ振動数との比 α は、一般のタービンにおいては

特開昭58-143104(3)

通常運転時では2前後になることが多いが、前記したように、従来のタービンではラビリンスパッキンの膨張室内の漏洩流れの周方向成分Uと周速Wの比は約0.5となるために、流体力F_cはほぼ零になり減衰力として利用することができない。一方、第5図に示すように、U/Wが所定値(約0.5)より小さい場合には、漏れ防止装置によつて引き起こされる流体力をロータ振動を抑制する減衰力として作用させることができることがわかる。

本発明は、上記した解析結果に基づき、U/Wが小となるように、ラビリンスパッキンのシールフインで区切られた膨張室内の円周方向に任意の間隔をもつて複数個の旋回流防止片を設けて漏洩流の円周方向の流れを阻止し、これによつてラビリンスパッキンに作用する流体力をロータの振動振幅を減衰させるように利用して、該ロータの振動を低減するようにしたものである。

以下、本発明の一実施例である蒸気タービンの漏れ防止装置を第7図から第10図を用いて説明

漏に植込まれる旋回流防止片13であり、同じくその内周側の側面にはシールフイン固定溝14が設けられていて、植込み後ラビリンスパッキンとの合せ面をかしめ作業又は溶接によりラビリンスパッキン9の本体に固定されるものである。なお、旋回流防止片12及び13は、それぞれラビリンスパッキン9ではさみ込まれる部分及び植込まれる部分の厚さは±1mmとなつてゐるが、膨張室に突出する部分は厚さ±1mmに形成されており、その部分には前述したようにシールフイン10と同様のシールフイン固定溝14が設けられており、この旋回流防止片12, 13をラビリンスパッキン9に組込むことにより、シールフイン10の円周方向の端面がこの溝14に接着されるものである。

以上の該旋回流防止片12, 13を分割されたラビリンスパッキン9に取付けた状態を第10図に示す。第10図に示すように、旋回流防止片12及び13の内周半径はシールフイン10の内周半径より8mm(ロータとシールフインとの間隙と同

する。本実施例においては、高圧タービンの軸封パッキンに本発明を適用した例を表わしている。第7図において、ロータ1の外周の静止盤であるケーシング2の内壁には従来例と同様にシールフイン10を有する4分割されたラビリンスパッキン9が環状に植え込まれた構造になつてゐる。12及び13が新たに配置された旋回流防止片であり、この旋回流防止片12は静止体である分割されたラビリンスパッキン9の接合部に挿入されており、旋回流防止片13は上記ラビリンスパッキン9に植込まれてゐる。これら旋回流防止片12, 13の詳細を第8図及び第9図にそれぞれ示す。第8図がラビリンスパッキン9の周方向接合部に挿入される旋回流防止片12であり、シールフイン10の周方向端部が嵌着できるようシールフイン10の断面形状と合致するように形成されたシールフイン固定溝14が旋回流防止片12の内周側の側面に設けられている。一方、第9図は分割されたラビリンスパッキン9の周上に間隔をもつて位置し、軸方向に沿つて配設された

程度)だけ大きくなつており万一枚フインの先端がロータ表面に接触しても旋回流防止片12, 13はロータ表面に接触しないようになつてゐる。

これにより、第3図に示した隔壁するシールフイン10の間で区切られた膨張室11内の漏洩流は、旋回流防止片12, 13により円周方向流れが阻止されるので、漏洩流の周方向速度Uと周速Wとの比U/Wをほぼ零にすることができ、第11図に示すようにラビリンスパッキンによる漏洩防止装置に発生する流体力F_cのロータ旋回方向力の分力F_cを、ロータ旋回方向と反対方向、即ちロータ系の粘性減衰力F_dと同一方向に作用させてロータの振動振幅を減衰させる力として利用可能にしたものである。

また、旋回流防止片12, 13の両側に設けた溝14にシールフイン10の周方向端面が固定保持されているので、シールフイン10の前後の圧力差によつて該シールフイン10に働く軸方向力に対して該旋回流防止片12, 13がシールフインを補強する作用もある。

なお、前記旋回流防止片12又は13は、適用される軸流流体機械の軸封バッキンの外に、ダイヤフラムバッキン、動翼先端のラジアルフイン等の偏流防止構造部に配置される場合もあり、また、本発明は、同様のシールフインが設けられる軸流流体機械にも採用しうるものである。

以上述べたように、本発明によれば、蒸気タービン、ガスタービン、軸流圧縮機等の軸流流体機械の偏流防止構造部を通過する偏流流の旋回流を減少させて偏流防止構造部に発生する流体力をロータの振動減衰に利用させたことから、ロータの振動を低減出来るという効果を奏するものである。

図面の簡単な説明

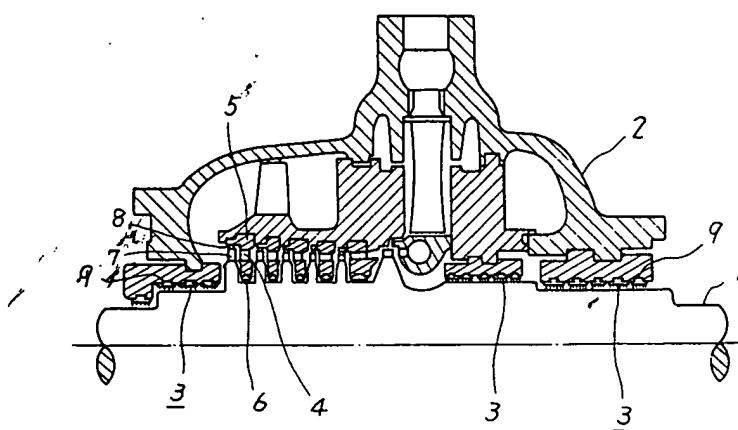
第1図は高圧タービンの構造を示す部分断面図、第2図は従来のラビリンスバッキンの斜視図、第3図は従来のラビリンスバッキン内の偏流流の流出方向を示す説明図、第4図はロータに作用する流体力のベクトル図、第5図はロータ回転数とロータ振動数との比に対する偏流防止構造部に発生する流体力の旋回方向分力の関係を、偏流流の旋

回速度とロータ表面の周速との比をパラメータとして示すグラフ、第6図は動翼に働く流体力によりロータに作用する旋回力を表わした説明図、第7図は本発明の一実施例を示す蒸気タービンの軸封装置であるラビリンスバッキン内の断面図、第8図及び第9図はそれぞれ第7図の軸封装置に用いられている各旋回流防止片の斜視図、第10図は第7図の軸封装置に用いられている旋回流防止片を取付けたラビリンスバッキンの斜視図、第11図は本発明によるロータに作用する流体力のベクトル図である。

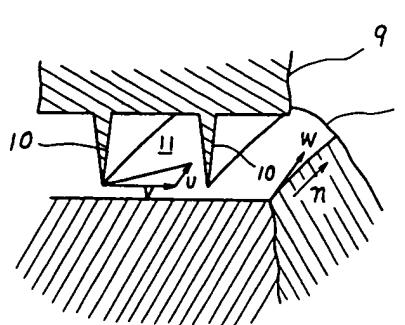
1…ロータ、3…軸封バッキン、9…ラビリンスバッキン、10…シールフイン、11…膨胀室、12、13…旋回流防止片。

代理人 弁理士 高橋明夫
三井機械
元井士

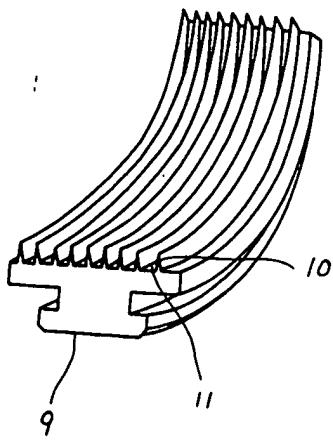
第1図



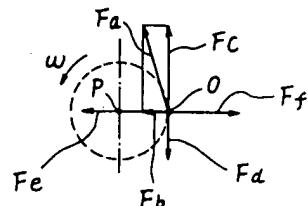
第3図



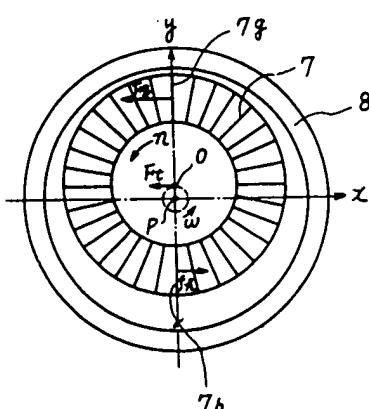
第2図



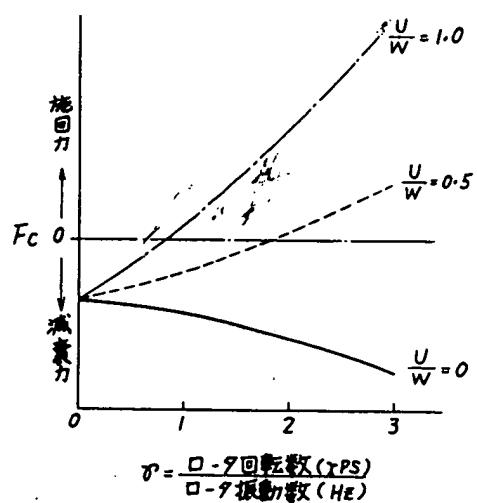
第4図



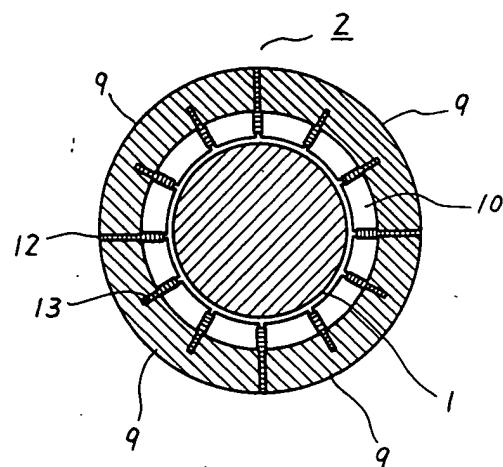
第6図



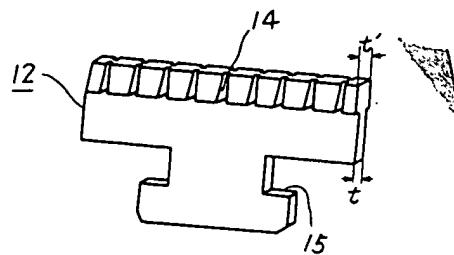
第5図



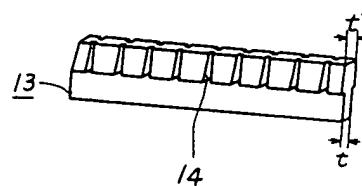
第7図



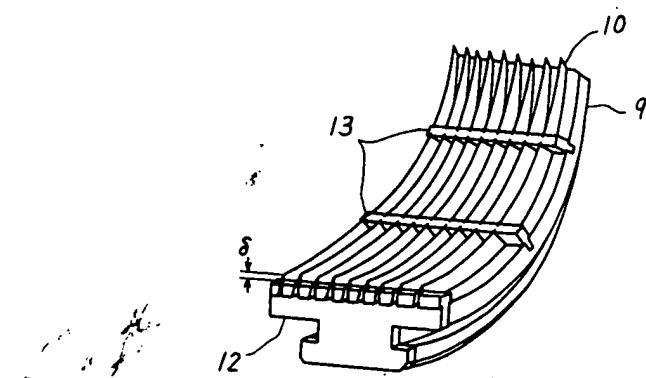
第8図



第9図



第10図



第11図

